

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 04-092708  
 (43)Date of publication of application : 25.03.1992

(51)Int.CI.

B60G 17/04  
 F04B 49/00

(21)Application number : 02-211394

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 08.08.1990

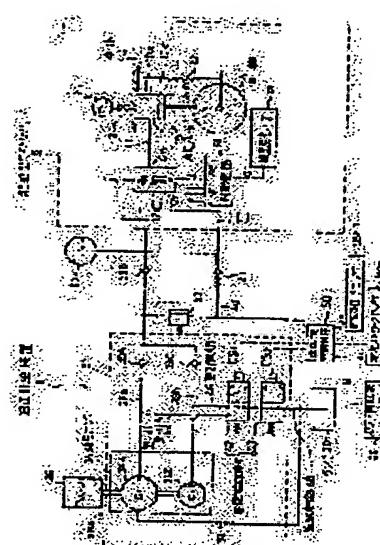
(72)Inventor : AOYAMA YUTAKA

## (54) FLUID PRESSURE FEEDING DEVICE

## (57)Abstract:

**PURPOSE:** To reduce the size of a switching valve by applying specified limitation on switching control of a switching valve used for variation of a delivery amount, in a delivery amount variable fluid pressure feeding device.

**CONSTITUTION:** A first return passage 44 is branched on the upper stream side of a first check valve 39A to a first feed passage 38A on the first pump 34A side. A second return passage 46 is branched on the upper stream side of a second check valve 39B to a second feed passage 38B on the second pump 34B side a delivery amount of which is relatively low. A first switching valve 42 to communicate either the return passage 44 or 46 to a third return passage 48 through a tank 30 and a second switching valve 43 to bring the third return passage 48 into a communicating or disconnecting state and are provided. The switching valves 42 and 43 are controlled by means of a delivery passage control circuit passage 50, and control is effected such that the second switching valve 43 is switched from a disconnecting state to a communicating state in a state that the first switching valve 42 communicates the second return passage 46 to the third return passage 48.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

## ⑫ 公開特許公報 (A) 平4-92708

⑬ Int. Cl. 5

B 60 G 17/04  
F 04 B 49/00

識別記号

3 4 1

庁内整理番号

8817-3D  
8811-3H

⑭ 公開 平成4年(1992)3月25日

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全17頁)

⑮ 発明の名称 流体圧供給装置

⑯ 特 願 平2-211394

⑯ 出 願 平2(1990)8月8日

⑰ 発明者 青山 豊 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社  
内

⑱ 出願人 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

⑲ 代理人 弁理士 森 哲也 外3名

## 明細書

## 1. 発明の名称

流体圧供給装置

## 2. 特許請求の範囲

(1) 第1のポンプと、この第1のポンプの吐出側及び流体圧機器間に介在する第1の供給路と、この第1の供給路に設けられ且つ前記第1のポンプ側への流体の逆流を阻止する第1のチェック弁と、この第1のチェック弁よりも上流側の前記第1の供給路から分岐された第1の戻り路と、前記第1のポンプよりも吐出量が少ない第2のポンプと、この第2のポンプの吐出側及び前記流体圧機器間に介在する第2の供給路と、この第2の供給路に設けられ且つ前記第2のポンプ側への逆流を阻止する第2のチェック弁と、この第2のチェック弁よりも上流側の前記第2の供給路から分岐された第2の戻り路と、前記第1及び第2の戻り路の何れか一方をタンクに通じる第3の戻り路に連通させる第1の切換弁と、前記第3の戻り路を連通状態若しくは遮断状態とする第2の切換弁と、前記

第1及び第2の切換弁の状態を制御する切換弁制御手段と、を備え、前記切換弁制御手段は、前記遮断状態から前記連通状態への前記第2の切換弁の切り換えを、前記第1の切換弁が前記第2の戻り路を前記第3の戻り路に連通させている状態で行うことを特徴とする流体圧供給装置。

(2) 切換弁制御手段は、第3の戻り路の流量が増加する方向への第1の切換弁の切り換え及び第2の切換弁の切り換えを、切り換え前のそれら第1及び第2の切換弁の状態を所定時間以上保持した後に行う請求項(1)記載の流体圧供給装置。

## 3. 発明の詳細な説明

## (産業上の利用分野)

この発明は、流体圧供給装置の改良に関し、特に、吐出量変更可能な流体圧供給装置において、吐出量変更のために用いる切換弁の小型化を図ったものである。

## (従来の技術)

流体圧供給装置の吐出量を可変とする切換弁の構造としては、例えば、特開平2-123284

号公報の第6図に開示されたものがある。

この従来の構造は、吐出量が異なる二つのポンプを備えるとともに、吐出量が大なるポンプ（第1のポンプ）の吐出側及び流体圧機器間に介在する流体路と、吐出量が小なるポンプ（第2のポンプ）の吐出側及び流体圧機器間に介在する流体路とにそれぞれ分岐路を設け、そして、それら分岐路の他端側を第1の切換弁に接続し、その第1の切換弁の下流側を戻り路を介してタンクに戻し、さらに、その戻り路に第2の切換弁を介在させている。

そして、第1の切換弁は何れか一方の分岐路を戻り路に連通させる切換弁であり、第2の切換弁は戻り路を連通状態若しくは遮断状態とする切換弁であるため、それら第1及び第2の切換弁を適宜切り換えることにより、第2のポンプの出力のみが流体圧機器側に供給される状態（供給量小：モード1）、第1のポンプの出力のみが流体圧機器側に供給される状態（供給量中：モード2）及び両方のポンプの出力が流体圧機器側に供給され

るを移動させるスプリングやソレノイド等は、第1のポンプの出力に打ち勝てる寸法、即ち比較的大きいものを使用する必要があり、その結果、第2の切換弁が大型化し、流体圧供給装置の大型化や高重量化等の原因となっていた。

この発明は、このような従来の技術が有する未解決の課題に着目してなされたものであり、切換弁の切り換え制御に一定の制約を与えることにより、切換弁の小型化が図られる流体圧供給装置を提供することを目的としている。

#### 〔課題を解決するための手段〕

上記目的を達成するために、請求項(1)記載の流体圧供給装置は、第1のポンプと、この第1のポンプの吐出側及び流体圧機器間に介在する第1の供給路と、この第1の供給路に設けられ且つ前記第1のポンプ側への流体の逆流を阻止する第1のチェック弁と、この第1のチェック弁よりも上流側の前記第1の供給路から分岐された第1の戻り路と、前記第1のポンプよりも吐出量が少ない第2のポンプと、この第2のポンプの吐出側及び前

る状態（吐出量大：モード3）の何れかの状態をとることができる。

このため、流体圧機器での必要流量に応じた流量を供給することができるから、必要流量に比べてはるかに大きな流量の供給、即ち、無駄な流量の供給が避けられ、ポンプを駆動する装置の燃費の向上等が図られる。

#### 〔発明が解決しようとする課題〕

ここで、第2の切換弁を遮断状態から連通状態に切り換える時には、その第2の切換弁のバルブスプールに掛かっている流体力に打ち勝つ力をそのバルブスプールに与える必要があり、そして、そのバルブスプールを移動させる力は、通常はスプリングやソレノイドによって得ている。

そして、上記従来の構成にあっては、切換弁の切り換えに何の制約もないから、第1の切換弁の状態によっては、吐出量が大なる第1のポンプの出力が第2の切換弁に掛かった状態でその第2の切換弁を遮断状態から連通状態に切り換える場合が考えられるため、第2の切換弁のバルブスプー

ルを移動させるスプリングやソレノイド等は、第1のポンプの出力に打ち勝てる寸法、即ち比較的大きいものを使用する必要があり、その結果、第2の切換弁が大型化し、流体圧供給装置の大型化や高重量化等の原因となっていた。

記流体圧機器間に介在する第2の供給路と、この第2の供給路に設けられ且つ前記第2のポンプ側への逆流を阻止する第2のチェック弁と、この第2のチェック弁よりも上流側の前記第2の供給路から分岐された第2の戻り路と、前記第1及び第2の戻り路の何れか一方をタンクに通じる第3の戻り路に連通させる第1の切換弁と、前記第3の戻り路を連通状態若しくは遮断状態とする第2の切換弁と、前記第1及び第2の切換弁の状態を制御する切換弁制御手段と、を備え、前記切換弁制御手段は、前記遮断状態から前記連通状態への前記第2の切換弁の切り換えを、前記第1の切換弁が前記第2の戻り路を前記第3の戻り路に連通させている状態で行う。

また、請求項(2)記載の流体圧供給装置は、上記請求項(1)記載の発明において、切換弁制御手段は、第3の戻り路の流量が増加する方向への第1の切換弁の切り換え及び第2の切換弁の切り換えを、切り換え前のそれら第1及び第2の切換弁の状態を所定時間以上保持した後に行う。

## 〔作用〕

第1のポンプが吐出した流体は、第1の供給路を介して流体圧機器に供給され、第2のポンプが吐出した流体は、第2の供給路を介して流体圧機器に供給される。

また、第1の供給路から分岐された第1の戻り路と、第2の供給路から分岐された第2の戻り路とは、それぞれ第1のチェック弁又は第2のチェック弁より上流側から分岐されているので、第1の戻り路には、第1のポンプの出力のみが供給され、第2の戻り路には、第2のポンプの出力のみが供給される。

ここで、切換弁制御手段が、第1の切換弁を制御して第1の戻り路を第3の戻り路に連通させるとともに、第2の切換弁を制御して第3の戻り路を連通状態とすると、第1のポンプの出力は第1及び第3の戻り路を介してタンクに戻され、第2のポンプの出力は第2の供給路を介して流体圧機器に供給されるから、流体圧供給装置の吐出量は小の状態となる（モード1）。

されている）ので、第2の切換弁のバルブスプールには第2のポンプの出力が掛かっているから、その第2のポンプの出力に打ち勝つ力が第2の切換弁のバルブスプールに与えられればよい。

また、請求項(2)記載の発明では、第3の戻り路の流量が増加する方向への第1の切換弁の切り換え及び第2の切換弁への切り換え、即ち、モード3からモード2への変化、若しくはモード2からモード1への変化を行う際に、切り換え前の第1及び第2の切換弁の状態を所定時間以上保持するから、切換弁が確実に切り換わってから次の動作に移るようになる。

## 〔実施例〕

以下、この発明の実施例を図面に基づいて説明する。

この実施例は、車体に生じる横加速度や前後加速度等に応じて、車体及び車輪間に介装された油圧シリングの作動圧を適宜制御することにより、車体のローリング変位やピッキング変位等を能動的に抑制することができる能動型サスペンション

また、切換弁制御手段が、第1の切換弁を制御して第2の戻り路を第3の戻り路に連通させるとともに、第2の切換弁を制御して第3の戻り路を連通状態とすると、第1のポンプの出力は第1の供給路を介して流体圧機器に供給され、第2のポンプの出力は第2及び第3の戻り路を介してタンクに戻されるから、流体圧供給装置の吐出量は中の状態となる（モード2）。

そして、切換弁制御手段が、第2の切換弁を制御して第3の戻り路を遮断状態とすると、第1及び第2の戻り路とタンクとの間は非連通状態となるので、第1のポンプの出力は第1の供給路を介して流体圧機器に供給され、第2のポンプの出力は第2の供給路を介して流体圧機器に供給されるから、流体圧供給装置の吐出量は大の状態となる（モード3）。

さらに、遮断状態から連通状態への第2の切換弁の切り換えを行う際には、第1の切換弁が第2の戻り路を第3の戻り路に連通させている（つまり、モード3からモード1への直接の変化が禁止

に油圧を供給する車両用の油圧供給装置に本発明を適用したものである。

第1図において、2は車体、4は任意の車輪、6は流体圧機器としての能動型サスペンション、8は流体圧供給装置としての油圧供給装置をそれぞれ示す。なお、同図では図示しないが4輪に対して同一のサスペンション構成をとっている。

能動型サスペンション8は、油圧シリング10、圧力制御弁12、姿勢制御回路18及び加速度センサ19を含んで構成される。

油圧シリング10は、そのシリングチューブ10aが車体2側に、ピストンロッド10bが車輪4側にそれぞれ取り付けられ、シリングチューブ10a内にはピストン10cにより圧力室しが隔離されている。この圧力室しきは、配管11を介して圧力制御弁12の出力ポート12aに連通している。

圧力制御弁12は、具体的には第2図に示すように、弁本体を内蔵する円筒状の弁ハウジング13と、これに一体的に設けられた比例ソレノイド

14とを有している。

弁ハウジング13の中央部に穿設された押通孔13Aには、メインスプール15とボベット16が摺動可能に挿入され、メインスプール15の両端のバイロット室F<sub>u</sub>、フィードバック室F<sub>v</sub>にはオフセットスプリング17A、17Bが挿入されている。なお、13Aは固定絞りである。弁ハウジング13は、そのメインスプール15のランド15a、15b及び圧力室15cに対抗する位置に、押通孔13Aに連通した状態で供給ポート12s、戻りポート12r、出力ポート12oをそれぞれ有している。またボベット16とフィードバック室F<sub>v</sub>との間には、所定径の弁座13B<sub>a</sub>を有する隔壁13Bによって圧力室C(即ちバイロット室F<sub>u</sub>)の圧力を調整できるようになっている。

供給ポート12sはバイロット通路13sを介して圧力室Cに連通し、圧力室Cは弁座13B<sub>a</sub>、ドレン通路13tを介して戻りポート12rに連通している。また、出力ポート12oはフィードバック通路15fを介してフィードバック室F<sub>v</sub>

に連通している。

一方、比例ソレノイド14は、軸方向に移動可能なプランジャー14Aと、このプランジャー14Aを駆動する励磁コイル14Bとを有する。この励磁コイル14Bが指令値Iによって励磁されると、プランジャー14Aが移動して前記ボベット16を付勢し、この付勢具合によって前記弁座13B<sub>a</sub>を通過する作動油の流量、つまり圧力室C(即ちバイロット室F<sub>u</sub>)の圧力を調整できるようになっている。

このため、比例ソレノイド14による押圧力がボベット16に加えられている状態で、両室F<sub>u</sub>、F<sub>v</sub>の圧力が釣り合うと、スプール15は、出力ポート12oと供給ポート12s及び戻りポート12rとの間を遮断する図示のスプール位置となる。そこで、指令値Iの大小によりバイロット室F<sub>u</sub>の圧力が調整され、このバイロット圧に応じて両室F<sub>u</sub>、F<sub>v</sub>の圧力が釣り合うまで、スプール15が微動して調圧動作が行われ、出力ポート12oからの出力圧P<sub>c</sub>を第3図に示すように指令

値Iに比例して制御できる。同図中、P<sub>c</sub>は油圧供給装置8からの最大ライン圧である。

前記加速度センサ19は、車体2に発生する横方向、前後方向、上下方向の加速度を検知して、それらの状態量に応じた電気信号Gを姿勢制御回路18に出力するようになっている。姿勢制御回路18は、検出信号Gに所定のゲインを乗算する等の演算を行い、車体のロール、ピッチを抑制したり、上下振動を減衰させるため指令値Iを演算して圧力制御弁12に供給する。

なお、第1図中、22は車体2の静荷重を支持するコイルスプリング、また、24及び26はバネ下共振域の振動を減衰させる絞り及びアクチュエータである。

一方、前記油圧供給装置8は、作動油を溜めるタンク30と、このタンク30に吸引側を配管32により接続した油圧ポンプ34とを有する。油圧ポンプ34は、エンジン36の出力軸36Aに連結された吐出量可変形のポンケーシステムであって、具体的には複数のシリンダを有するブランジ

ャ型のポンプで成る。そして、各シリンダの中の1つおきの一方の組により1回転当たりの吐出量が比較的大きい第1のポンプとしての第1の油圧ポンプ34Aが構成され、他方の組により1回転当たりの吐出量が小さい第2のポンプとしての第2の油圧ポンプ34Bが構成されている。

ここで、第1、第2の油圧ポンプ34A、34Bの回転数に対する吐出流量特性は、第4図に示すようになっている。つまり、消費流量が多い姿勢制御時や走行時には第1の油圧ポンプ34A及び34Bの両方の吐出量で賄い、消費流量が少ない停車時や走行時には第2の油圧ポンプ34Bの吐出量で賄い、それらの中間の消費流量が通している時には第1の油圧ポンプ34Aの吐出量で賄うようになっている。

第1の油圧ポンプ34Aの吐出口には第1の供給路としての第1の供給側管路38aが接続され、この管路38aが第1のチェック弁としてのチェック弁39A、チェック弁39Bを介して前記圧力制御弁12の供給ポート12sに至る。また制

弁 1-2 の戻りポート 1-2' にはドレン側管路 4-0 が接続され、この管路 4-0 がオペレートチェック弁 4-1 を介してタンク 3-0 に至る。オペレートチェック弁 4-1 は、チェック弁 3-9B の下流側ライン圧をバイロット圧  $P_b > P_n$  (  $P_n$  は作動中立圧: 第3図参照) のときにチェック解除状態(弁が開)として管路 4-0 を連通させ、 $P_b \leq P_n$  のときにチェック状態(弁が閉)として管路 4-0 を遮断する。

また、第2の油圧ポンプ 3-4B の吐出口には第2の供給路としての第2の供給側管路 3-8b が接続され、この管路 3-8b が第2のチェック弁としてのチェック弁 3-9C 介して第1の供給側管路 3-8a のチェック弁 3-9A の下流側に接続されている。

さらに、油圧供給装置 8 は、第1図に示すように、第1の切換弁としての3ポート2位置のスプリングオフセット型の電磁方向切換弁 4-2 と、第2の切換弁としての2ポート2位置のスプリング

いる。

即ち、切換信号  $C_S_1$  が「オフ」のときは、電磁方向切換弁 4-2 のバルブスプールはスプリングの付勢力によって第1図の状態をとるから、第2の戻り路 4-6 が第3の戻り路 4-8 に連通し、切換信号  $C_S_1$  が「オン」のときは、電磁方向切換弁 4-2 のバルブスプールはソレノイドの付勢力によって第1図とは違った状態をとるから、第1の戻り路 4-4 が第3の戻り路 4-8 に連通する。

また、切換信号  $C_S_2$  が「オフ」のときは、電磁方向切換弁 4-3 のバルブスプールはスプリングの付勢力によって第1図の状態をとるから、第3の戻り路 4-8 は連通状態となり、切換信号  $C_S_2$  が「オン」のときは、電磁方向切換弁 4-3 のバルブスプールはソレノイドの付勢力によって第1図とは違った状態をとるから、第3の戻り路 4-8 は遮断状態となる。

また、比較的大容量の蓄圧用アクチュエータ 5-2 が、第1の供給側管路 3-8a のチェック弁 3-9B の下流側に接続され、ライン圧を所定値に設定

オフセット型の電磁方向切換弁 4-3 とを備えている。

電磁方向切換弁 4-2 の入力側には、第1の供給側管路 3-8a のチェック弁 3-9A よりも上流側から分歧した第1の戻り路 4-4 と、第2の供給側管路 3-8b のチェック弁 3-9C よりも上流側から分歧された第2の戻り路 4-6 とが接続されるとともに、その出力側には、タンク 3-0 に通じる第3の戻り路 4-8 が接続されていて、そのバルブスプールの位置によって、それら第1の戻り路 4-4 及び第2の戻り路 4-6 の何れか一方を、第3の戻り路 4-8 に連通させる。

一方、電磁方向切換弁 4-3 は、第3の戻り路 4-8 の途中に介装されていて、そのバルブスプールの位置によって、第3の戻り路 4-8 を連通状態若しくは遮断状態とする。

これら電磁方向切換弁 4-2 及び 4-3 のそれぞれは、それらのソレノイドに吐出量制御回路 5-0 から供給される切換信号  $C_S_1$ ,  $C_S_2$  のオン、オフに応じて2段に切り換えられるようになって

するリリーフ弁 5-3 が第1の供給側管路 3-8a (チェック弁 3-9A, 3-9B 間の位置) とドレン側管路 4-0 との間に接続されている。

さらに、本油圧供給装置 8 は、ポンプ回転数センサ 5-6 及びストロークセンサ 5-8FL, 5-8FR を備えている。ポンプ回転数センサ 5-6 は、油圧ポンプ 3-4 の回転数に応じた電気信号  $N$  を検出するもので、具体的には、例えば変速機の出力側のエンジン回転数を磁気的、光学的に検出するパルス検出器で成るエンジン回転数センサを兼用しており、その検出信号  $N$  を吐出量制御回路 5-0 に出力する。ストロークセンサ 5-8FL, 5-8FR は、車体 2 及び車輪(前左、前右側の車輪) 4-1, 4-2 にそれぞれ介装されたポテンショメータで構成され、その検出信号  $x_L$ ,  $x_R$  を吐出量制御回路 5-0 に出力する。

一方、前記吐出量制御回路 5-0 は、第5図に示す如く、入力するストローク信号  $x_L$ ,  $x_R$  をフィルタリングするバンドパスフィルタ 6-6, 6-8 と、このバンドパスフィルタ 6-6, 6-8 の出力信

号  $x_L, x_R$  に後述する積分演算を施す積分器 7 0, 7 2 と、バイロット流量設定器 7 4 とを有し、さらに、各積分器 7 0, 7 2 及びバイロット流量設定器 7 4 の出力信号  $Q_L, Q_R$  及び  $Q_s$  を相互に加算する加算器 7 6 と、この加算器 7 6 の加算信号（基準推定消費流量に対応した信号）  $Q_s$ 、ポンプ回転数信号  $N$  を受けてポンプ稼働モードを設定するモード設定回路 7 8 と、この設定回路 7 8 の出力信号  $S_L$  を受けて電磁方向切換弁 4 2 に切換信号  $CS_1$  を出力する駆動回路 8 0 A と、設定回路 7 8 の出力信号  $S_L$  を受けて電磁方向切換弁 4 3 に切換信号  $CS_2$  を出力する駆動回路 8 0 B と、を有している。

各バンドパスフィルタ 6 6, 6 8 の低域側カットオフ周波数  $f_L$  は車高調整時のストローク変化分を遮断できる値（例えば 0.5 Hz）に、高域側カットオフ周波数  $f_H$  はバネ下共振周波数側のストローク変化分を遮断できる値（例えば 6 Hz）に設定してある。また、各積分器 7 0, 7 2 は、

$$Q = \frac{K}{T} \int |x| dt \quad \cdots (1)$$

また、バイロット流量設定器 7 4 は、4 輪分の圧力制御弁 1 2 の内部リーキ量に相当する値  $Q_s$  を出力する。このため、加算器 7 6 の加算結果  $Q_s$  はシステム全体の推定消費流量となる。

そして、駆動回路 8 0 A は、出力信号  $S_L$  が論理値「1」であるときには、切換信号  $CS_1$  を「オン」とし、出力信号  $S_L$  が論理値「0」であるときには、切換信号  $CS_1$  を「オフ」とし、また、駆動回路 8 0 B は、出力信号  $S_L$  が論理値「1」であるときには、切換信号  $CS_2$  を「オン」とし、出力信号  $S_L$  が論理値「0」であるときには、切換信号  $CS_2$  を「オフ」とする。

さらに、前記吐出量制御回路 5 0 は、第 5 図に示す如く、ストローク信号  $x_L, x_R$  を受けて該信号  $x_L, x_R$  の平均値  $\bar{x}_L, \bar{x}_R$  をそれぞれ求める第 1 演算部としてのローパスフィルタ 8 2, 8 4 と、このフィルタ 8 2, 8 4 に依る平均値  $\bar{x}_L, \bar{x}_R$  に対して  $|x_L - \bar{x}_L|, |x_R - \bar{x}_R|$  の演算をそれぞれ行う加算器 8 6, 8 8 と、加算値  $|x_L - \bar{x}_L|, |x_R - \bar{x}_R|$  の絶対値をそれ

の式（信号  $x$  に対する添え字  $L, R$  は省略）に基づき演算してストローク変化分の積分値、即ち積分時間  $T$ （例えば 2 秒）間のトータルのストローク量  $\int |x| dt$  に対応したシリンダへの出入り流量を求める。K は油圧シリンダ 1 0 の受圧面積に基づくゲインである。

ここで、車体 2 及び車輪 4 間の実際のストローク変動に着目してみると、殆どの場合、伸び側、縮み側が対象的に現れる振動となる。しかし、実際に油圧ポンプ 3 4 からの吐出流量が必要になるのは、ストロークが伸び側に変化し、作動油が油圧シリンダ 1 0 に流入するときのみであり、ストロークが縮み側に変化し、作動油が排出されるときは作動油の供給の必要はない。ところが、ストロークが縮み側に変化する分に対する流量は、丁度、後輪側の油圧シリンダ 1 0 に対する作動油の流入分であるとしても差し支えないので、前輪 2 輪に対する前記(1)式の演算値は結局、4 輪のトータルのストローク変化に対する消費流量を簡便的に表している。

それ演算して、その信号を前記モード設定回路 7 8 に出力する絶対値回路 9 0, 9 2 をも有している。上記アナログ型ローパスフィルタ 8 2, 8 4 のカットオフ周波数は、路面からの振動入力によるバネ上、バネ下間のストローク周波数領域（例えば 1 ~ 10 Hz 前後）以下の値（例えば 0.1 Hz）に設定されており、入力信号  $x_L, x_R$  を平滑化する。

前記モード設定回路 7 8 は、例えばマイクロコンピュータを搭載して構成され、予め前述した第 4 図の吐出流量特性に対応したモードマップを記憶しているとともに、後述する第 6 図乃至第 8 図の演算処理を  $\Delta t$  ( $< T$ ) 時間毎に行う。

これら之内、第 6 図の処理は、前記積分周期に同期した時間  $T$  毎に推定モード（後述するフラグ  $MF_1$  の値）を設定する。第 7 図の処理は、第 6 図のサブルーチン処理であって、第 6 図の処理で設定された推定モードに基づき、一定の制約条件に従って、論理値「1」若しくは論理値「0」の出力信号  $S_L$  及び  $S_R$  を出力する。

第8図の処理は、 $\Delta t$ 時間毎にストローク量が大きい状態を監視する機能等を担っている。

次に、本実施例の動作を説明する。

最初に、モード設定回路7-8の動作を説明する。このモード設定回路7-8は、一定時間 $\Delta t$ （例えば、20 msec）毎に、第6図及び第8図のタイマ割り込み処理をそれぞれ行う（なお、演算処理の過程で使用されるフラグ $a_1$ 、 $a_2$ 、カウンタ $b$ 、 $c$ 、 $d$ は、処理開始時にメインプログラムで零に設定される。）。

第6図の処理では、そのステップ①で割り込み処理毎にカウンタ $c$ をインクリメントし、ステップ②で所定時間 $T$ （=  $\Delta t \cdot A$ ）に対応した整数 $A$ になったか否かを判断する。

このステップ②の判断でカウンタ $c$ のカウント値が整数 $A$ に達していないときは、ステップ③に移行し、フラグ $a_1 = 1$ か否かの判定を行い、その判定が「NO」の場合には、ステップ④に移行してフラグ $a_2 = 1$ か否かの判定を行う。

ここで、フラグ $a_1$ 及び $a_2$ は、後述する第8

図の処理において設定されるフラグであって、油圧シリンダ10のストローク量が所定値 $E_1$ を越える程大きい場合（大ストローク状態）及びその後の所定時間内には $a_1 = 0$ 、 $a_2 = 1$ に設定され、そのストローク量が所定値 $E_1$ よりも小さいが所定値 $E_2$ （<  $E_1$ ）よりも大きい場合（中ストローク状態）及びその後の所定時間内には $a_1 = 1$ 、 $a_2 = 0$ に設定され、そして、ストロークが所定値 $E_2$ 以下の場合（小ストローク状態）には $a_1 = 0$ 、 $a_2 = 0$ に設定される。

従って、ステップ③及びステップ④の判定が両方とも「NO」の場合は、小ストローク状態であると判断できるから、現行モードを維持したままメインプログラムに戻る。

一方、ステップ②の判定が「YES」のときは、ステップ⑤に移行し、カウンタ $c$ をクリアした後、ステップ⑥に移行する。

ステップ⑥では、加算器7-6の加算結果である基準推定消費流量信号 $Q_0$ を入力し、その値を記憶する。次いで、ステップ⑦に移行し、ポンプ回

転数センサ5-6の検出信号 $N$ を入力し、その値を記憶してステップ⑧に移行する。

このステップ⑧では、第4図に対応したマップを参照して、基準推定消費流量 $Q_0$ とポンプ回転数 $N$ とにより一義的に決まる座標が属する最小吐出流量の基準モードを設定する。即ち、モード1ならば基準モード値 $M_1$ を1に、モード2ならば基準モード値 $M_2$ を2に、モード3ならば基準モード値 $M_3$ を3にそれぞれ設定する。

次いで、ステップ⑨に移行してフラグ $a_1 = 1$ か否かを判定し、その判定が「NO」の場合にはステップ⑩に移行してフラグ $a_2 = 1$ か否かの判定を行う。つまり、ステップ⑨及びステップ⑩の判定によって、大ストローク状態であるか、中ストローク状態であるから、小ストローク状態であるかが判断される。

そして、ステップ⑨及びステップ⑩の判定が両方とも「NO」の場合（小ストローク状態）には、ステップ⑪に移行し、推定モードを、上記ステップ⑧で設定した基準モードに設定する。即ち、推

定モード値 $M_1$ を基準モード値 $M_0$ と等しい値に設定する。

また、上記ステップ⑨の判定が「YES」の場合（中ストローク状態）には、ステップ⑫に移行し、推定モードを、基準モードから1アップしたモードに設定する。

つまり、基準モード値 $M_1$ が1であれば、推定モード値 $M_2$ を2に、基準モード値 $M_2$ が2若しくは3である場合には、推定モード値 $M_3$ を3にそれぞれ設定する。

なお、上記ステップ⑩の判定が「YES」の場合にも、ステップ⑪の処理を実行するので、推定モードは、基準モードから1アップしたモードに設定される。

さらに、ステップ⑨の判定が「NO」で且つステップ⑩の判定が「YES」の場合（大ストローク状態）には、ステップ⑫に移行し、推定モードを、基準モードから2アップしたモードに設定する。なお、この実施例では、モードを1、2及び3の三段階に分けているので、このステップ⑫で

は、推定モード値  $M_1$  は、必ず 3 になる。

なお、上記ステップ④の判定が「YES」の場合にも、ステップ⑤の処理を実行するので、推定モードは 3 となる。

そして、ステップ⑪、ステップ⑫及びステップ⑬の処理において推定モードが設定されたら、ステップ⑭に移行して、第 7 図に示すサブルーチン処理を実行する。

第 7 図の処理では、先ず、ステップ①で推定モード値  $M_1$  と、現行のモードを表す現行モード値  $M_2$  とが等しいか否かを判定し、等しい場合には、モードの変更が不要であるから、現行モード値  $M_2$  を変更することなく、このサブルーチン処理を終了する。

しかし、ステップ①で推定モード値  $M_1$  と現行モード値  $M_2$  とが異なっていると判定された場合には、ステップ②に移行し、推定モード値  $M_1$  と現行モード値  $M_2$  とを比較し、 $M_1 \geq M_2$  であるか否かを判定する。

この判定が「YES」の場合には、現在のモー

ドより大きいモードが望まれているから、ステップ③に移行して、現行モード値  $M_2$  を推定モード値  $M_1$  と等しい値に設定した後、ステップ④に移行して、現行モードに変更されてからの時間を計測するタイマをクリア・スタートする。

そして、ステップ⑤に移行して、現行モード値  $M_2$  に応じた出力信号  $SL_1$  及び  $SL_2$  を駆動回路 80A 及び 80B に出力する。

即ち、現行モード値  $M_2$  が 1 ならば、出力信号  $SL_1$  を論理値「1」で且つ出力信号  $SL_2$  を論理値「0」とし、現行モード値  $M_2$  が 2 ならば、出力信号  $SL_1$  及び  $SL_2$  を共に論理値「0」とし、そして、現行モード値  $M_2$  が 3 ならば、出力信号  $SL_1$  論理値「0」で且つ出力信号  $SL_2$  を論理値「1」とする。

すると、駆動回路 80A 及び 80B は、それら出力信号  $SL_1$  及び  $SL_2$  に応じて、電磁方向切換弁 42 及び 43 のソレノイドに切換信号  $CS_1$  及び  $CS_2$  を出力する。

その結果、モード 1 の場合には、第 9 図(a)に示

すように、切換信号  $CS_1$  が「オン」で且つ切換信号  $CS_2$  が「オフ」となるから、電磁方向切換弁 42 は第 1 の戻り路 44 を第 3 の戻り路 48 に連通させ、電磁方向切換弁 43 は第 3 の戻り路 48 に連通状態とするので、能動型サスペンション 6 側には、比較的吐出量の少ない第 2 の油圧ポンプ 34B の出力のみが供給される。

また、モード 2 の場合には、第 9 図(b)に示すように、切換信号  $CS_1$  及び  $CS_2$  が「オフ」となるから、電磁方向切換弁 42 は第 2 の戻り路 46 を第 3 の戻り路 48 に連通させ、電磁方向切換弁 43 は第 3 の戻り路 48 を連通状態とするので、能動型サスペンション 6 側には、比較的吐出量の大きい第 1 の油圧ポンプ 34A の出力のみが供給される。

さらに、モード 3 の場合には、第 9 図(c)に示すように、切換信号  $CS_1$  が「オフ」で且つ切換信号  $CS_2$  が「オン」となるから、電磁方向切換弁 42 は第 2 の戻り路 46 を第 3 の戻り路 48 に連通させるが、電磁方向切換弁 43 が第 3 の戻り路

48 を遮断状態とするので、能動型サスペンション 6 側には、第 1 の油圧ポンプ 34A 及び第 2 の油圧ポンプ 34B の両方の出力が供給される。

第 7 図に戻って、ステップ⑤の処理を終えたら、このサブルーチン処理を終了する一方、ステップ⑥の判定が「NO」の場合には、現行のモードよりも小さなモードが望まれていると判断し、ステップ⑦に移行する。

このステップ⑥では、現行のモードに変更されたときにクリア・スタートさせたタイマの計測時間が所定時間（例えば、2秒）を経過しているか否かを判定し、未だ所定時間を経過していないければ、現行モード値を変更することなく、このサブルーチン処理を終了する。

そして、ステップ⑥の判定が「YES」となった場合には、現行のモードに変更されてから所定時間以上経過したと判断できるから、ステップ⑦に移行する。

つまり、このステップ⑥の処理を実行すると、モードを 3 からモード 1、2 への変更若しくはモ

ード2からモード1への変更を行う際、即ち、第3の戻り路48の流量を増大方向に変化させて能動型サスペンション6側への供給量を減少させる場合には、すぐさま推定モードに変更させるのではなく、変更前のモード（変更前の電磁方向切換弁42及び43の状態）を所定時間以上保持した後に推定モードに変更されることになる。

そして、ステップ⑦では、現行モード値 $M_2 = 3$ で且つ推定モード値 $M_1 = 1$ であるか否か、つまり、モード3からモード1への変更であるか否かを判定する。

ここで、モード3（第9図(c)参照）からモード1（第9図(a)参照）に変更するには、第9図(c)の状態の電磁方向切換弁42を切り換えた後に電磁方向切換弁43を切り換えて第9図(a)の状態とする方法（第1の方法）と、電磁方向切換弁43を切り換えた後に電磁方向切換弁42を切り換える方法（第2の方法）との二つの方法が考えられるが、第1の方法では、電磁方向切換弁43のバルブスプールに吐出量大の第1の油圧ポンプ34A

は、ステップ⑧に移行し、現行モード値 $M_2$ を2に設定する。

つまり、モード3からモード1に変更する際には、一旦、モード2への変更を行ってから、モード1への変更が行われることになる。

そして、ステップ⑧でモード2に変更された後には、ステップ④でタイマがクリア・スタートされるから、このモード2の状態が所定時間以上維持した後に、モード1への変更が行われるので、確実に電磁方向切換弁43が切り換わってから電磁方向切換弁42の切り換えが行われる。

また、現行モードが2で推定モードが1であれば、ステップ⑦からステップ⑧に移行して、上述した処理が実行され、モード1に変更される。

一方、第8図に示す処理では、そのステップ①及びステップ②で、絶対値回路90及び92の出力信号 $|x-\bar{x}_1|$ 及び $|x-\bar{x}_2|$ を入力し、差値 $D_1$ 及び $D_2$ として記憶する。

次いで、ステップ③及びステップ④で、それら差値 $D_1$ 及び $D_2$ の何れか一方でも大ストローク

の出力が掛かった状態で電磁方向切換弁43の切り換えを行うため、その切り換えには比較的大きな力が必要となる。

つまり、電磁方向切換弁43に比較的大きなスプリングを用いる必要があり、また、逆方向への切り換えを行う際に力を発するソレノイドは、その大きなスプリングに打ち勝つだけの力を発せられる程度の大きさのものが必要となるため、電磁方向切換弁43の寸法が大きくなってしまう。

しかし、第2の方法をとれば、電磁方向切換弁43を遮断状態から連通状態に切り換える際には、その電磁方向切換弁43のバルブスプールには吐出量小の第2の油圧ポンプ34Bの出力が掛かった状態で切換が行われるため、それほど大きな力は必要なくなり、電磁方向切換弁43のスプリングやソレノイドにそれほど大きなものを使用する必要がなくなって、電磁方向切換弁43の小型化が図られる。

そこで、本実施例では、ステップ⑦でモード3からモード1への変更であると判定された場合に

状態を判定できる所定値 $E_1$ 以上であるか否かを判定し、ステップ③及びステップ④の判定が共に「NO」の場合は、大ストローク状態でないと判断する。

そして、ステップ⑤、ステップ⑥の処理を実行して、差値 $D_1$ 及び $D_2$ の何れか一方でも中ストローク状態を判定できる所定値 $E_1$ 以上であるか否かを判定する。

これらステップ⑤及びステップ⑥の判定が共に「NO」の場合は、中ストローク状態でもない、即ち、前左輪、前右輪41、42共に小ストローク状態であると判断できるから、ステップ⑦に移行して、変数 $a_1$ （今回の処理におけるストローク状態が、モードアップが必要な大ストローク状態若しくは中ストローク状態であるか、或いはモードアップが不要な小ストローク状態であるかを表す変数）を0とし、ステップ⑧に移行する。

ステップ⑧では、フラグ $a_1$ 及び $a_2$ の少なくとも一方が1で、且つ、カウンタ $d$ が1以上であるか否かを判定する。ここで、カウンタ $d$ は、大

ストローク状態若しくは中ストローク状態の回数を計数するカウンタである。

このステップ④で「NO」の場合には、ステップ⑤に移行して、フラグ $a_1, a_2, a_3$ 及びカウンタ $b, d$ をクリアした後、ステップ⑥に移行して、変数 $t_{1-1}$ （前回の処理におけるストローク状態が、モードアップが必要な大ストローク状態若しくは中ストローク状態であるか、或いはモードアップが不要な小ストローク状態であるかを表す変数）を、変数 $t_{1-1}$ と等しい値に設定し、第8図の処理を終了する。

しかし、タイマ割り込み処理を繰り返している中で、ステップ④及びステップ④の何れか一方で「YES」と判定されたとすると、大ストローク状態であると判断し、ステップ⑦に移行して変数 $t_{1-1}$ を1に設定した後、ステップ⑧に移行して、変数 $t_{1-1}$ が0であるか否かを判定する。

つまり、ステップ⑧では、小ストローク状態から大ストローク状態に移る時点が監視され、この判定が「NO」の場合はステップ⑨乃至ステップ

$E_1$ とを比較してストローク状態を判断し、その判断結果に応じてフラグ $a_1$ 及び $a_2$ が適宜設定されるため、第6図に示す処理では、それらフラグ $a_1$ 及び $a_2$ を参照すれば、現在のストローク状態を知ることができる。

さらに、上記ステップ④で「YES」と判定された場合には、ステップ⑨に移行し、カウンタ $d$ が2以上であるか否かを判定する。

この判定は、振動が収束方向にあるか否かを識別するもので、大ストローク状態若しくは中ストローク状態が依然として継続しているときには、ステップ⑨若しくはステップ⑩においてカウンタ $d$ の計数値が増加し、ストローク量の絶対値が所定値 $E_1$ 未満であって収束傾向にある場合には、計数値が1のままである。

そこで、ステップ⑨で「NO」の場合にはステップ⑩に移行し、カウンタ $c = 0$ 、即ち、T時間が経過したか否かを判定する。このステップ⑩の判定が「NO」の場合は、大ストローク状態及び中ストローク状態を脱出したが、未だ所定時間T

⑩の処理は不要であるから、ステップ⑩に移行した後、この処理を終了する一方、ステップ⑩の判定が「YES」の場合は、ステップ⑪に移行し、カウンタ $d$ をインクリメントして大ストローク状態に移行した回数を計数する。

そして、ステップ⑪に移行して、大ストローク状態を示すために、フラグ $a_1 = 0$ とし、フラグ $a_2 = 1$ とした後、ステップ⑫を経てこの処理を終了する。

なお、ステップ④及びステップ④の判定が共に「NO」であり、且つ、ステップ⑤、ステップ⑥の判定の何れか一方が「YES」の場合は、中ストローク状態であると判断し、ステップ⑨乃至ステップ⑩の処理を実行する。

なお、ステップ⑨乃至ステップ⑩の処理は、上記ステップ①乃至ステップ④の処理と略同じ内容であり、異なるのは、ステップ⑨において、中ストローク状態を表すために、フラグ $a_1 = 1$ とし、フラグ $a_2 = 0$ とするところである。

このように、差値 $D_1$ 及び $D_2$ と所定値 $E_1$ 、

が経過していない状態であるから、ステップ⑩を経てこの処理を終了する。

しかし、ステップ⑩で「YES」となる場合は、ステップ⑪に移行してカウンタ $b$ をインクリメントし、ステップ⑫でカウンタ $b$ が2になったか否かを判定する。このステップ⑫による判定は、大ストローク状態及び中ストローク状態を脱出した後、少なくとも、1周期（T時間）分の間は、モードアップした状態を保持するためである。

そこで、ステップ⑩で「NO」の場合は、かかる保持時間 $T_1 + T_2$ （ $0 \leq T_1 < T_2 : T_2$ は大ストローク及び中ストロークから抜けたタイミングにより変動する）が未だ経過していないとしてステップ⑪を経た後、この処理を終了する。

一方、上記ステップ⑨において「YES」と判定された場合は、前回の保持時間 $T_1 + T_2$ 中に再び大ストローク若しくは中ストロークが訪れ、しかもその大ストローク及び中ストローク状態から抜けた状態であるとして、ステップ⑪に移行し、フラグ $e = 1$ （カウンタ $b = 0$ に対応）か否かを

判定する。この判定が「NO」の場合は、未だカウンタ b のクリアを行っていないものとしてステップ④に移行して、カウンタ b をクリアして保持時間の計測を御破算にするとともに、フラグ a<sub>1</sub> を立ててこのカウンタクリアを示した後、上記ステップ④に移行する。

また、ステップ④の判定が「YES」の場合は、既にカウンタクリアを行ったとして、ステップ④を実行せずにステップ④に移行する。

このため、任意の大ストローク若しくは中ストローク発生により設定された保持時間中に、再び大ストローク若しくは中ストロークが到来したときは、大ストローク若しくは中ストロークが継続しているとして、フラグ a<sub>1</sub> 及び a<sub>2</sub> の状態を維持する。また、そのような大ストローク若しくは中ストロークの到来がないときは、保持時間の経過後にフラグ a<sub>1</sub> 及び a<sub>2</sub> が降ろされる。

なお、上記保持時間の長さは振動周波数及び消費馬力に応じて自由に設定できるものである。

ここで、本実施例では、第6図乃至第8図に示

第6図ステップ⑥乃至ステップ⑦の処理によって、その時点のポンプ回転数 N と基準推定消費流量 Q<sub>0</sub> に応じた座標点を一定時間 T 毎に読み取り、基準モードを 1 に設定する。

このとき、フラグ a<sub>1</sub> 及び a<sub>2</sub> は共に 0 であるから、推定モードは、基準モードと同じ 1 に設定される。これによって、切換信号 C<sub>S1</sub> がオンで切換信号 C<sub>S2</sub> がオフとなり、電磁方向切換弁 4-2 及び 4-3 は第9図(a)の状態をとるから、ポンプ部 5-1 はモード 1 で稼働する。即ち、第1の油圧ポンプ 3-4A が無負荷運転となり、第2の油圧ポンプ 3-4B の小さい吐出流量によりライン圧が賄われる。

つまり、走行状態であっても良路を定速直進走行する場合のように、シリング 1-0 の消費流量が少ないと推定したときは、ポンプ部 5-1 の吐出量を低下させて、消費馬力を少なくし、燃費の改善を図る。

さらに、上記走行状態から例えば低周波のうねりが継続するうねり路に進入したことにより、バ

ス処理が、切換弁制御手段に対応する。

次に、全体動作を説明する。

いま、凹凸の無い良路を定速直進走行しており、オペレートチェック弁 4-1 が「開」であって、供給路及びリターン路が共に連通し、油圧ポンプ 3-4 の駆動によってリリーフ弁 5-3 で定まるライン圧が能動型サスペンション 6 に供給されているとする。

この状態では、路面側からの振動入力、車体 2 及び車輪 4 間のストローク変動、及び車体 2 に対する外力も殆ど発生しない。このため、ストロークセンサ 5-8FL, 5-8PR の検出信号 x<sub>L</sub>, x<sub>R</sub> が殆ど変動せず、バンドパスフィルタ 6-6, 6-8 の抽出成分は零に近い値になり、加算器 7-6 の加算値 Q<sub>1</sub> と Q<sub>2</sub> であって基準推定消費流量は小さい。このとき、ストローク状態は | x<sub>L</sub> - x<sub>R</sub> | ≈ 0 且つ | x<sub>L</sub> - x<sub>R</sub> | ≈ 0 であり、| x<sub>L</sub> - x<sub>R</sub> | < E<sub>1</sub> 且つ | x<sub>L</sub> - x<sub>R</sub> | < E<sub>2</sub> であるから第8図の処理によりフラグ a<sub>1</sub> = 0, a<sub>2</sub> = 0 が設定される。一方、モード設定回路 7-8 は、前述した

ネ上共振域 (1 Hz 前後) 相当の比較的低い周波数の上下振動が入力し、前輪 4-1, 4-2 の少なくとも一方にストローク振動があったとする。

このようなストローク変動が生じても、| x<sub>L</sub> - x<sub>R</sub> | < E<sub>1</sub> 且つ | x<sub>L</sub> - x<sub>R</sub> | < E<sub>2</sub> であれば、第8図の処理でフラグ a<sub>1</sub> 及び a<sub>2</sub> は 0 に維持されるため、モード 1 が継続され、増大気味の消費流量に対してはアクチュエータ 5-2 からの作動油供給で賄われる。

しかし、| x<sub>L</sub> - x<sub>R</sub> | ≥ E<sub>1</sub>, | x<sub>L</sub> - x<sub>R</sub> | ≥ E<sub>2</sub> の少なくとも一方が成立すると、第8図の処理によってフラグ a<sub>1</sub> 及び a<sub>2</sub> の何れか一方が 1 となる。このため、第6図の処理では、基準モードに対して 1 アップ若しくは 2 アップしたモードが推定モードとして強制的に設定される。

これにより、推定モードが 2 となった場合には、電磁方向切換弁 4-2 及び 4-3 は第9図(b)の状態となるから、今度は、第2の油圧ポンプ 3-4B が無負荷運転となり、第1の油圧ポンプ 3-4A の大きな流量が負荷側に出力されるし、推定モードが 3

となった場合には、電磁方向切換弁 42 及び 43 は第 9 図(c)の状態となるから、第 1 の油圧ポンプ 34A 及び第 2 の油圧ポンプ 34B の両方の出力が能動型サスペンション 6 側に供給される。

即ち、本実施例では、上下方向の振動入力が開始した直後の適宜なタイミングでモードアップ、即ち増量が指令される。このタイミングは、上下加速度に基づくタイミングよりも格段に応答性が良いため、増量遅れを解消している。

そして、時間経過して、 $|x_1 - x_2| < E$ 、且つ $|x_1 - x_2| < E$ に戻ると、モードアップの保持時間の間にストローク量がその縮み側に触れ、再び閾値「-E」を越えたとすると、第 8 図ステップ⑨乃至ステップ⑩の処理によって保持時間が更新され、再び保持時間の計測が開始され、この計測中は最初にアップされた推定モードがそのまま維持される。この増量制御は、大ストローク状態若しくは中ストローク状態が続く限り、同様に繰り返される。

一方、能動型サスペンション 6 では、上述のモ

比べて消費流量が格段に大きくなるが、本実施例では、中ストローク開始時にモード 2 に切り換え、大ストローク開始時にモード 3 に切り換え増量しているので、消費流量に見合う充分な流量が事前に供給される。そこで、上下加速度信号に伴う増量遅れが無くなり、且つ、定時モード設定の合間に大ストローク状態に移行するがあっても増量が間に合わなくなるということも無い。したがって、応答性の良い増量になり、サスペンション機能を損なうことが無く、うねり路等での良好な乗り心地を確保できる。

さらに、上述したうねり路から良路へ抜け出し、これにより、ストローク振動が収束に向かったとする。この場合も、所定の保持時間が経過するまではモード 2 若しくはモード 3 が保持されるため、大ストローク状態及び中ストローク状態脱出直後の比較的大きいストローク振動であっても、大流量が供給され、ライン圧が保持されるとともに、アクチュエータ 52 にも迅速に蓄圧される。そして、保持時間が経過すると、第 8 図の処理ではフ

ードアップ制御に並行して振動入力に対する姿勢制御が実行される。つまり、うねり路への進入初期には、油圧シリング 10 のシリング室の圧力が上昇又は減少し、この圧力変動に応じて圧力制御弁 12 のスプール 15 が前述の如く軸方向に微動し、これにより圧力制御弁 12 を介してシリング 10 及び油圧供給装置 8 との間で作動油を流通させて振動を吸収する。

しかし、うねり路走行が更に進み、上述したスプール移動によっても振動を吸収できなくなると、車体側も上下動しようとする。このような状態になると、車体に取り付けた加速度センサ 19 が上下方向の加速度に対応した信号 G を検出して姿勢制御回路 18 に出力する。そこで、姿勢制御回路 18 は、検出信号 G に基づき上下振動を減衰させる指令値 I を演算し、各輪の圧力制御弁 12 に出力する。このため、油圧シリング 10 では、上下方向の絶対速度に比例した力が発生し、上下振動が的確に減衰して上下動が抑制される。

このような振動制御状態では、前記直進状態に

ラグ  $a_1$  及び  $a_2$  が共に 0 となるから、第 6 図の処理で、推定モードが基準モードに設定される。つまり、ストローク振動が小さい状態では、小吐出流量のモード 1 に戻され、燃費向上が推進される。

一方、前記うねり路の走行後、例えば凹凸の無い良路での旋回走行を行ったり、急減速、急加速を行って車体がロールやピッチが生じる状態に移行したとする。この場合には、姿勢制御回路 18 が加速度センサ 19 からの検出信号 G に基づいて指令値 I を出し、油圧シリング 10 の作動圧を制御する。これによって、作動圧は、ロール剛性やピッチ剛性を高め、車体を殆どフラットに保持する。このときの前輪側のストローク信号  $x_1$ 、 $x_2$  は殆ど変動しないから、前述のようにモード 1 が設定されている。つまり、良路でのロール、ピッチ制御では、上下方向の制振に比べて、消費流量が比較的少ないから、モード 1 による吐出量とアクチュエータ 52 からの作動油供給で対応できる。

これに対して、低周波の凹凸が続く悪路などでの旋回走行、急減速、急加速に対しては、ストローク検出信号  $x_L$ 、 $x_R$  が凹凸に対応して変動するので、路面状況によってはモード 2 若しくはモード 3 が設定される。かかる走行中における姿勢制御の消費流量は大きいが、これに見合う流量が供給され、確実な姿勢制御となる。

さらに、走行を終えて停車すると、推定流量が少ないのでモード 1 が設定され、消費馬力が下げる。また、イグニッションスイッチをオフにすると、エンジン 3 6 の回転が停止するので、油圧ポンプ 3 4 の吐出量も直ちに零になる。このとき、圧力制御弁 1 2 を介して作動油がドレン側にリーグし、バイロット圧  $P_B$  が  $P_N$  に等しくなった時点で、オペレートチェック弁 4 1 が「閉」となって、作動圧を所定値  $P_N$  に封じ込める。したがって、圧力値  $P_N$  に応じたフラットな車体姿勢となる。

このように本実施例では、上下加速度信号に代えて、路面状況をより的確に反映するストローク

のスプリングやソレノイドが小さくて済み、電磁方向切換弁 4 3 の小型化が図れる。

これにより、油圧供給装置 8 の小型化及び軽量化が図られるので、車両等のように、設置スペースが限られている場合に好適である。

また、本実施例では、第 3 の戻り路 4 8 の流量が増大する方向へのモードの変更を行う際に、第 7 図のステップ④で現行のモードになってから所定時間経過するまでは変更前の状態を維持するので、確実に電磁方向切換弁 4 2 及び 4 3 が切り換わってから次の作動に移るようになる。このため、切り替えタイミングが速すぎて、電磁方向切換弁 4 3 の切り替えが完了する前に第 1 の油圧ポンプ 3 4 A の出力が電磁方向切換弁 4 3 に供給されてしまい、その電磁方向切換弁 4 3 の切り替えが不十分になるようなことが防止される。

なお、上記実施例では、本発明に係る流体圧供給装置を、車両用の能動型サスペンション 6 に作動油を供給する油圧供給装置 8 に適用した場合について説明したが、本発明の適用対象はこれに限

信号を用い、所定時間  $T$  毎に消費流量を正確に推定し、この推定値を満足する最小流量のポンプ稼働モードを設定し、これに基づきポンプ 3 4 を駆動しているので、必要且つ充分な流量を安定して供給でき且つ消費馬力のロスも少ない。また、とくに、消費流量の大きい上下方向の振動制御に際しては、直ちに増量するので、加速度に基づくときの増量時の応答遅れが無くなるとともに、所定時間  $T$  を比較的長く設定した場合でも、大ストローク時の増量が間に合わないということも無くなり、迅速な増量に対応できるという利点がある。さらに、ストロークセンサは前輪に対する 2 個で済むので、構成が比較的簡単になる。さらに、大ストローク状態を判断する閾値  $E$  を適宜に設定することにより、ノイズなどによる誤作動を防止できる。

さらに、本実施例にあっては、電磁方向切換弁 4 3 を遮断状態から連通状態に切り換える際には、吐出量の少ない第 2 の油圧ポンプ 3 4 B の出力がその電磁方向切換弁 4 3 に掛かっているので、そ

定されるものではない。

また、上記実施例では、流体圧として油圧を用いた場合について説明したが、その他の流体圧であってもよい。

#### 〔発明の効果〕

以上説明したように、請求項①記載の発明によれば、第 2 の切換弁の切り換えに大きな力が不要となるので、その切換弁の小型化が図られ、流体圧供給装置自体の搭載性が向上するという効果がある。

また、請求項②記載の発明によれば、確実に切換弁が切り換わってから次の動作に移るようになるので、切り替えタイミングが速すぎて、第 2 の切換弁の切り替えが完了する前に第 1 の油圧ポンプの出力が第 2 の切換弁に供給されてしまい、その第 2 の切換弁の切り替えが不十分になるようなことが防止される。

#### 4. 図面の簡単な説明

第 1 図は本発明の一実施例を示す概略構成図、第 2 図は圧力制御弁の一例を示す断面図、第 3 図

は圧力制御弁の出力特性を示すグラフ、第4図はポンプ部の吐出量特性を示すグラフ、第5図は吐出量制御回路を示すブロック図、第6図乃至第8図はモード設定回路で実行される処理の概要を示すフローチャート、第9図(a)はモード1における電磁方向切換弁の状態を示す図、第9図(b)はモード2における電磁方向切換弁の状態を示す図、第9図(c)はモード3における電磁方向切換弁の状態を示す図である。

6…能動型サスペンション(流体圧機器)、8…油圧供給装置(流体圧供給装置)、30…タンク、34A…第1の油圧ポンプ(第1のポンプ)、34B…第2の油圧ポンプ(第2のポンプ)、38a…第1の供給側管路(第1の供給路)、38b…第2の供給側管路(第2の供給路)、39A…チェック弁(第1のチェック弁)、39B…チェック弁(第2のチェック弁)、42…電磁方向切換弁(第1の切換弁)、43…電磁方向切換弁(第2の切換弁)、44…第1の戻り路、46…第2の戻り路、48…第3の戻り路、50…吐出

## 量制御回路

## 特許出願人

日産自動車株式会社

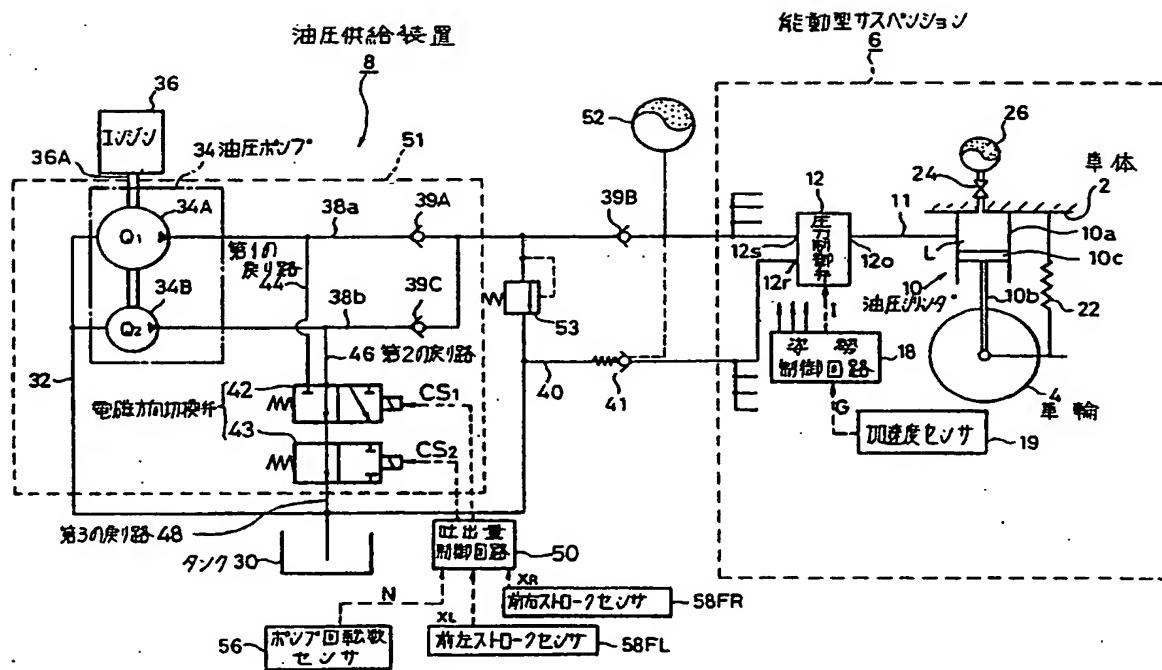
代理人 弁理士 森 哲也

弁理士 内藤 嘉昭

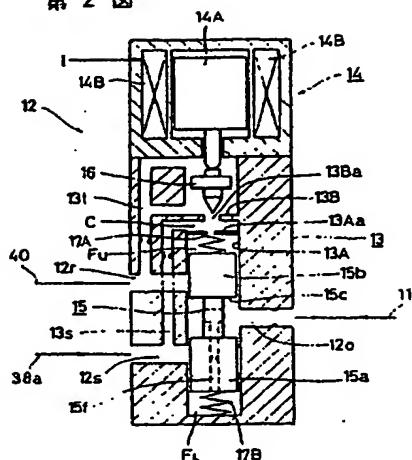
弁理士 清水 正

弁理士 大賀 道司

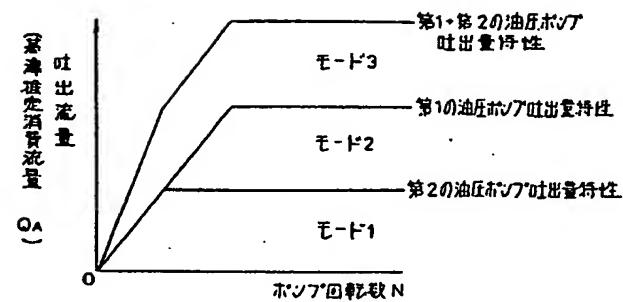
第1図



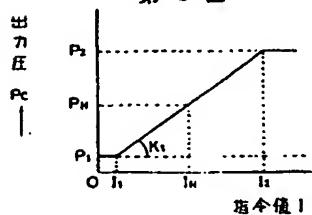
第 2 題



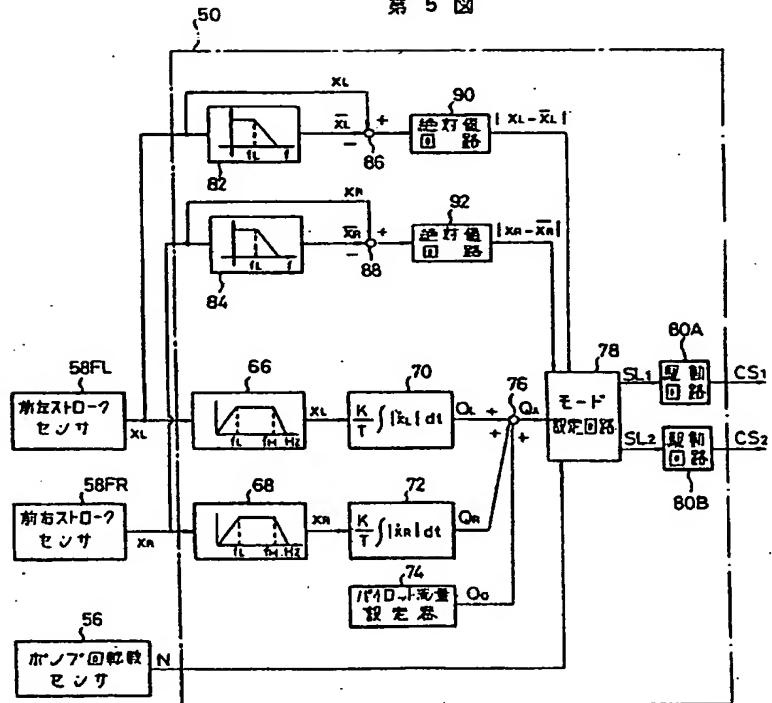
#### 第4図



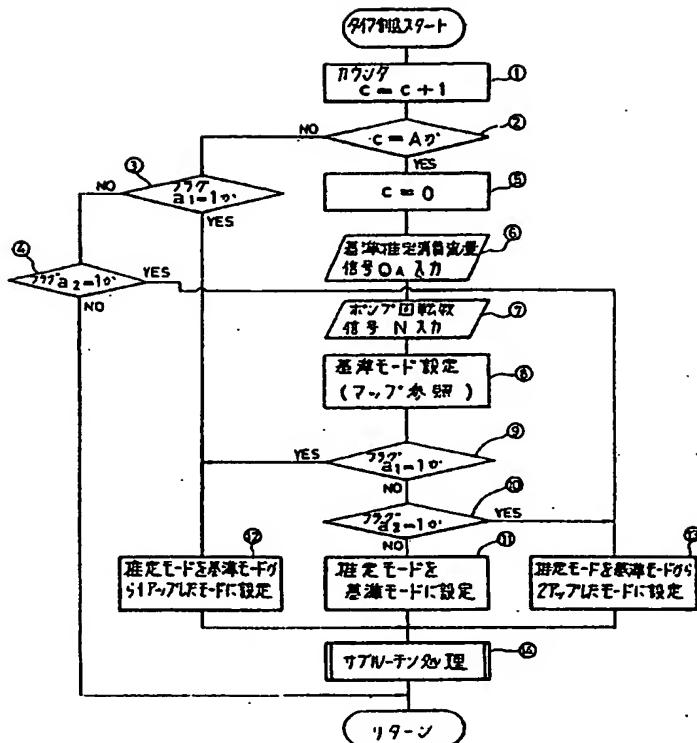
### 第 3 図



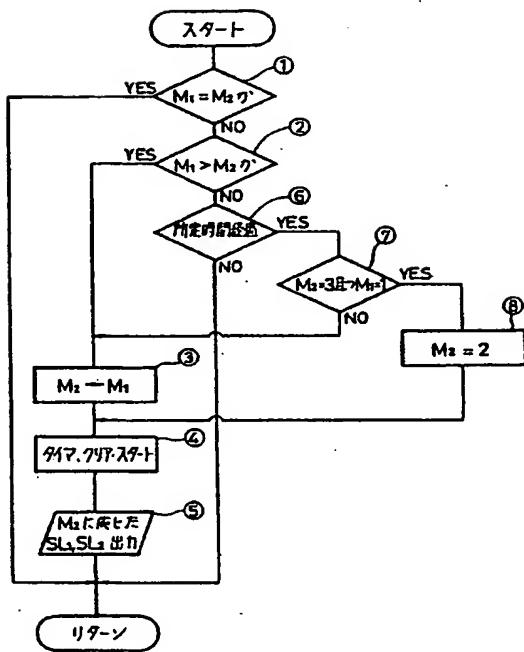
第 5 章



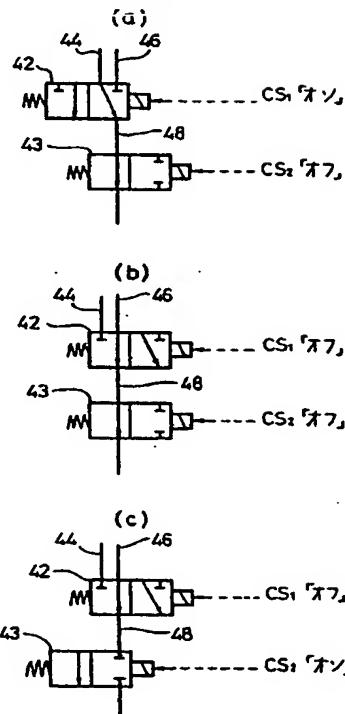
## 第 6 図



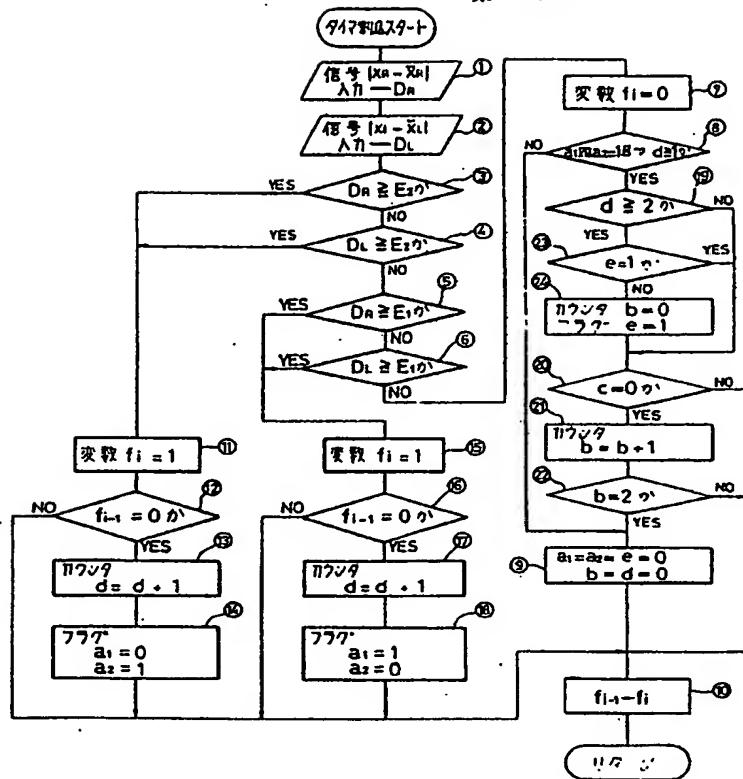
### 第 7 図



### 第 9 図



第 8 図



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**